

**Н. Н. ГРИШИН, Б. Ф. ЗАЙЦЕВ, И. А. ПАЛЬКОВ, А. Г. КАНТОР, Ю. Г. ПАЩЕНКО**

### **СВАРНОЙ КОМБИНИРОВАННЫЙ РОТОР ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-325-23,5**

Представлены результаты разработки сварного комбинированного ротора среднего давления паровой турбины нового поколения К-325-23,5 производства АО «Турбоатом». При разработке использовались результаты опытно-конструкторских и научно-исследовательских работ по выбору рациональных форм отдельных дисков и мест расположения кольцевых перемычек со сварными швами для обеспечения приемлемого уровня напряжений, что является одним из основных требований при проектировании сварных роторов.

**Ключевые слова:** паровая турбина, сварной комбинированный ротор, насадной диск, вал, температура пара, эквивалентные напряжения, твердость сварного соединения.

**М. М. ГРИШИН, Б. П. ЗАЙЦЕВ, І. А. ПАЛЬКОВ, О. Г. КАНТОР, Ю. Г. ПАЩЕНКО**

### **ЗВАРНИЙ КОМБІНОВАНИЙ РОТОР ПАРОВОЇ ТУРБІНИ К-325-23,5**

Представлені результати розробки зварного комбінованого ротору середнього тиску парової турбіни нового покоління К-325-23,5 виробництва АТ «Турбоатом». При розробці використовувалися результати дослідно-конструкторських і науково-дослідних робіт з вибору раціональних форм окремих дисків і місць розташування кільцевих перемичок зі зварними швами для забезпечення прийнятної рівня напружень, що є однією з основних вимог при проектуванні зварних роторів.

**Ключові слова:** парова турбіна, зварний комбінований ротор, насадний диск, вал, температура пари, еквівалентні напруження, твердість зварного з'єднання.

**M. HRYSHYN, B. ZAYTSEV, I. PALKOV, O. KANTOR, YU. PASHCHENKO**

### **WELDED COMBINED ROTOR FOR THE STEAM TURBINE K-325-23.5**

The development data of the welded combined average-pressure rotor for the steam turbine of a new generation K-325-23.5 produced by JSC «Turboatom» have been given. To develop it, we used the data given in experimental-&engineering and research papers devoted to the selection of the rational forms of individual discs and the loci of circular cofferdams with welded seams to provide an acceptable level of stresses, which is one of the main requirements to be met when designing welded rotors. The mode of deformation of some options of a new rotor structure was defined using the method of finite elements and the software of IPMach of the National Academy of Sciences of Ukraine. In addition to the stresses that arise under the action of centrifugal forces and thermal stresses we took into account during our computations low bending alternating stresses caused by weight loads and these stresses are very dangerous due to their cyclic character. When combined with tensile stresses caused by centrifugal forces at the bottom run of welded seams, these can result in an increased amount of possible defects. The experimental-&engineering research done by us allowed for the transformation of aggravating stresses caused by centrifugal forces at the bottom run of welded seams into compressive stresses. A special research was done to select the weld groove geometry, electrodes, the weld technology and thermal treatment modes after the welding to remove residual stresses. Welded specimens with the welded seams of a different configuration (type of weld groove geometry) and the specimens cut out of the welded seams of the end parts of full-scale model were subjected to fatigue tests. A high workability and unavailability of drawbacks that are peculiar for the rotors with capped discs individualize this type of rotor advantageously in comparison with the latter. Expensive balancing work requires the reduction of start operations by a factor of two. A combined «composite» rotor behaves in a more consistent manner with the spin up during the transition across critical rotation frequencies and at rated revolutions; a smoother operation is observed.

**Key words:** steam turbine, welded combined rotor, capped disk, shaft, steam temperature, equivalent stresses, and the welded junction hardness.

#### **Введение**

Одними из наиболее нагруженных и ответственных узлов паровых турбин являются роторы цилиндров, безотказная работа которых определяет их мощность, надежность и долговечность, а также безопасность эксплуатации тепловых или атомных электростанций. При столь жестких требованиях остаются актуальными вопросы правильного выбора типа ротора, который определяется условиями эксплуатации и возможностью обеспечения прочности. Для их решения необходимы новые подходы к созданию роторов, основанные на данных длительного опыта их проектирования и эксплуатации, технологии изготовления, ремонтов и модернизации.

В паровых турбинах производства АО «Турбоатом» применяются основные типы

роторов: цельнокованные, комбинированные роторы с насадными дисками, сварные и комбинированные сварные из различных марок сталей.

В настоящее время в различных странах мира эксплуатируется около 120 паровых турбин мощностью 300–320 МВт производства АО «Турбоатом». Только в Украине на большинстве эксплуатирующихся блоков ТЭС работают 43-и паровые турбины типа К-300-240 различной модификации.

Основываясь на опыте проектирования, изготовления и эксплуатации роторов различных типов в 2012-ом году было принято решение о применении в совмещенном цилиндре среднего и низкого давлений турбины нового поколения К-325-23.5 сварно-кованого ротора из различных материалов. Производство ротора новой конструкции взамен цельнокованого ротора с

насадными дисками предназначено для новых поставок и модернизации турбин К-300-240. В данной статье проводится анализ применяемых АО «Турбоатом» конструкций роторов различных типов и обосновывается целесообразность выбора конструкции сварно-кованого ротора, основанная на данных экспериментальных и расчетно-теоретических исследований прочностных показателей и динамических характеристик.

### Цель работы

Цель работы – научно-исследовательское и опытно-конструкторское обоснование преимуществ разработанного сварного комбинированного ротора цилиндра среднего давления турбины К-325-23,5 по прочностным критериям и эксплуатационным показателям.

### Цельнокованные роторы

Цельнокованные роторы состоят из вала и дисков, изготовленных из единой поковки (рис. 1). Из-за сложности изготовления высококачественных поковок больших размеров, цельнокованные роторы имеют сравнительно небольшие весовые и геометрические характеристики. Например, для изготовления ротора низкого давления тихоходной

турбины мощностью более 1000 МВт требуется слиток с высокими механическими свойствами массой более 450-ти тонн. При изготовлении поковок такой массы возникают проблемы с прокаливаемостью для получения равномерных свойств по сечению и более низких температур хрупкости, что очень важно для предупреждения хрупких разрушений.

Несмотря на значительное повышение напряжений, цельнокованные роторы практически всегда выполняются с центральным осевым каналом для механического удаления дефектов металла слитка, для более качественного процесса термообработки и перископического контроля качества центральной части поковки ротора.

Данный тип роторов в основном применяется в цилиндрах с высокими параметрами пара и обладает высокой технологичностью.

Цельнокованные роторы производства АО «Турбоатом», работающие при высоких температурах, изготавливаются из стали 20Х3МВФА (ЭИ-415) [1]. Этот материал имеет высокие показатели жаропрочности до температуры 550 °С.

Для роторов турбин, работающих при низких, менее 450 °С температурах пара, применяются стали 34ХНЗМА, 36ХНЗМФА, 25Х2Н4МФА [1] и 26ХНЗМ2ФА, 25Х2НМФА по условиям поставки АО «Турбоатом».

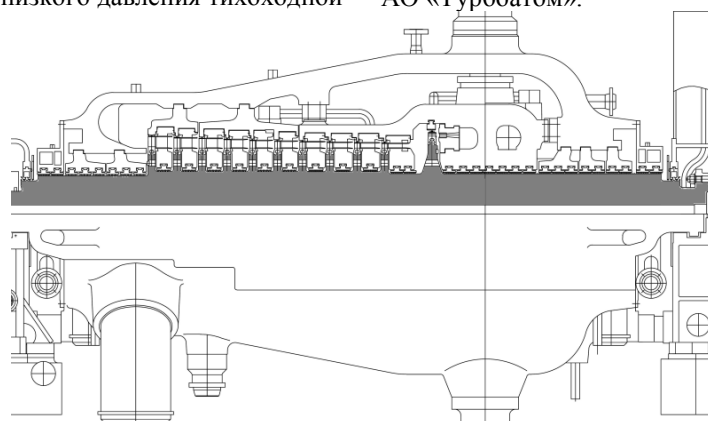


Рис. 1 – Цельнокованный ротор ВД турбины К-300-240 АО «Турбоатом»

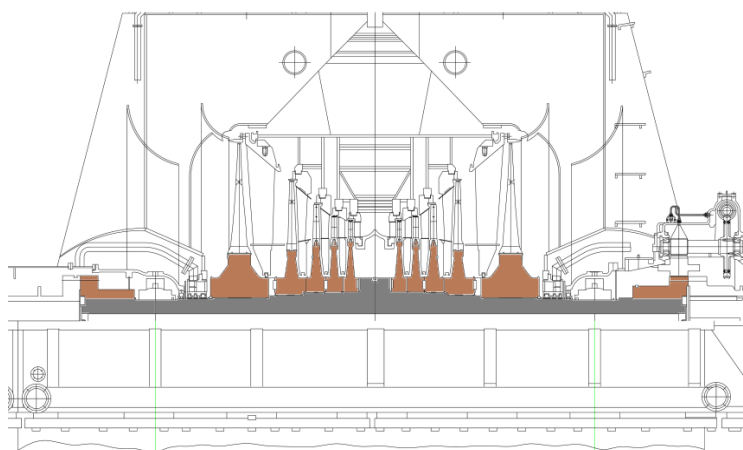


Рис. 2 – Ротор НД турбины К-300-240 АО «Турбоатом» с насадными дисками и насадными полумуфтами

### Комбинированные роторы с насадными дисками

Комбинированные роторы с насадными дисками, двух применяемых основных видов, представляют собой ступенчатый вал, на который насаживаются диски, соединительные муфты и другие детали (диски первого типа представлены на рис. 2, рис. 3б).

Посадка на вал дисков и полумуфт выполняется с натягом, обеспечивающим передачу части крутящего момента от диска к валу или от вала к муфте. При расчете натяга учитывается его ослабление в процессе эксплуатации под действием центробежных сил и температуры. Посадка дисков на вал осуществляется в нагретом состоянии, причем нагрев дисков ведется до температур, обеспечивающих соответствующее увеличение посадочного диаметра, и свободную, без закусываний и перекосов, сборку.

При определении натяга и выборе размеров шпоночного соединения с целью предотвращения проворачивания дисков на валу, учитываются различного рода нештатные ситуации, например короткое замыкание генератора. В АО «Турбоатом» в роторах с насадными дисками используются торцевые шпонки, устанавливаемые между торцевыми поверхностями дисков или кольцевым выступом вала и диском, или диском и легкой деталью, насаживаемой на вал. Торцевые шпонки

между дисками устанавливаются попарно диаметрально противоположно относительно друг друга.

Вал ротора с насадными дисками выполняется, как и цельнокованный ротор, с центральным отверстием диаметром порядка 120 мм.

Комбинированные роторы с насадными дисками могут работать только при умеренных температурах пара, так как при высоких температурах пара вследствие релаксации контактных напряжений может происходить ослабление посадки диска на вал. При ослаблении посадки наблюдается разбалансировка ротора и повышенный уровень вибрации, исключающий дальнейшую нормальную эксплуатацию турбоагрегата.

В качестве материалов при изготовлении насадных дисков используются стали 34ХН1МА и 25Х2Н4МФА [2], вала – сталь 34ХН3МА [1].

Комбинированные роторы с насадными дисками второго вида (рис. 3а) применяют в турбинах, у которых в одном цилиндре температура пара изменяется в большом интервале. Примером такой конструкции является ротор среднего давления паровой турбины К-300-240 производства АО «Турбоатом» и ее модификаций, где на вход цилиндра поступает пар из промперегрева с температурой 540 °С, а последние ступени этого ротора являются частью низкого давления. Температура пара за последней ступенью составляет порядка 30...50 °С.

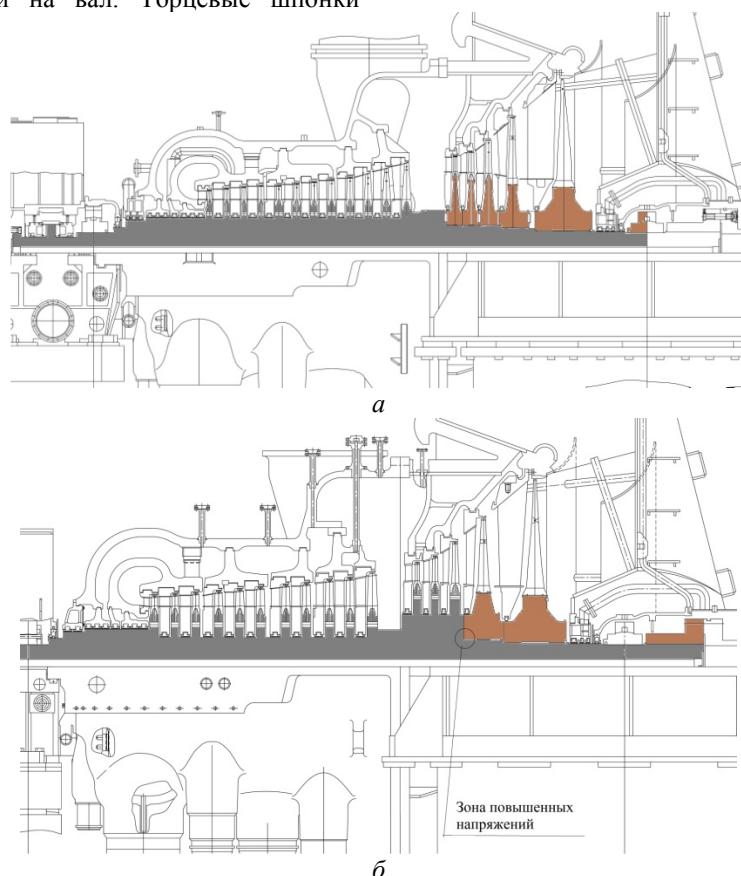


Рис. 3 – Комбинированный ротор среднего давления турбин: а – К-300-240; б – К-325-23,5

До недавнего времени в турбине К-300-240 АО «Турбоатом» и ее модификациях для совместного цилиндра среднего и низкого давления применялся цельнокованный комбинированный ротор, в котором диски нескольких первых ступеней выполнялись заодно с валом, а диски последующих ступеней насаживались на этот же вал с натягом (рис. 3, поз. а и б). Для вала и дисков применялись различные материалы: вал изготавливался из стали 20Х3МВФА [1], а насадные диски из стали 25Х2Н4МФА [2]. Применение различных материалов вызвано наличием большого температурного градиента и возникающими ограничениями по использованию стали 20Х3МВФА для части низкого давления. Переходная температура хрупкости для данной стали составляет величину порядка 50 °С, что не позволяет иметь высокие пластические характеристики для предупреждения хрупких разрушений. Отечественный и зарубежный опыт эксплуатации роторов с насадными дисками свидетельствует, что подобные разрушения, приводящие к крупным авариям на электростанциях, имели место.

Применение комбинированных роторов такого типа позволило решить проблемы, связанные с большим градиентом температур. При этом, однако, ротор по-прежнему имел все характерные недостатки, присущие роторам с насадными дисками, основным из которых является напряженность дисков по посадочной поверхности. Насадные диски подвержены коррозии в местах посадки на вал, по шпоночным соединениям. Подвержены коррозии под напряжением и полотна дисков из-за необходимости применения сталей с высокими механическими свойствами.

Сварные роторы, состоящие из отдельных кованных дисков и хвостовиков, соединенных между собой цилиндрическими перемычками со сварными швами, нашли широкое применение в цилиндрах низкого давления паровых турбин АО «Турбоатом». Переход к сварным роторам был обусловлен не только трудностями изготовления

тяжелых роторов, выполненных как цельнокованные или с насадными дисками, но и рядом других преимуществ. Сварные роторы имеют большую жесткость, что благоприятно сказывается на устойчивости их работы, меньшую чувствительность к возникающим в эксплуатации небалансам и расцентровкам, легче поддаются балансировке. Наиболее напряженные части сварных роторов не подвержены коррозии, т. к. центральная часть дисков не контактирует с коррозионной средой. Максимальные напряжения в сварных роторах из-за отсутствия центрального отверстия в дисках примерно в два раза меньше, чем в насадных дисках и в цельнокованных роторах с центральным каналом.

Относительно невысокие требуемые механические свойства материала сварного ротора позволяют получить лучшие пластические характеристики, большую вязкость разрушения и более низкие критические температуры хрупкости. Небольшие габариты заготовок сварных роторов позволяют достичь глубокой проковки дисков, получить меньше металлургических дефектов и более чистый металл, провести качественный контроль дисков до сварки, отбраковать некачественных дисков и хвостовиков. При одинаковой плотности распределения возможных дефектов вероятность их подрастания до критических размеров в сварных роторах меньше, чем в цельнокованных. Кроме этого, сочетание основных напряжений в сварном роторе, вызванных весом и центробежными силами, может быть благоприятным и тормозить распространение дефектов.

Сварные роторы имеют высокую ремонтнопригодность, т. к. при выполнении ремонта возможна замена его частей путем приварки новых.

Сварные роторы (рис. 4) применяются в ЦНД современных турбин большой мощности. При этом следует отметить, что начиная с 1990 г. все двухпоточные роторы низкого давления паровых турбин производства АО «Турбоатом» изготавливаются исключительно сварными.

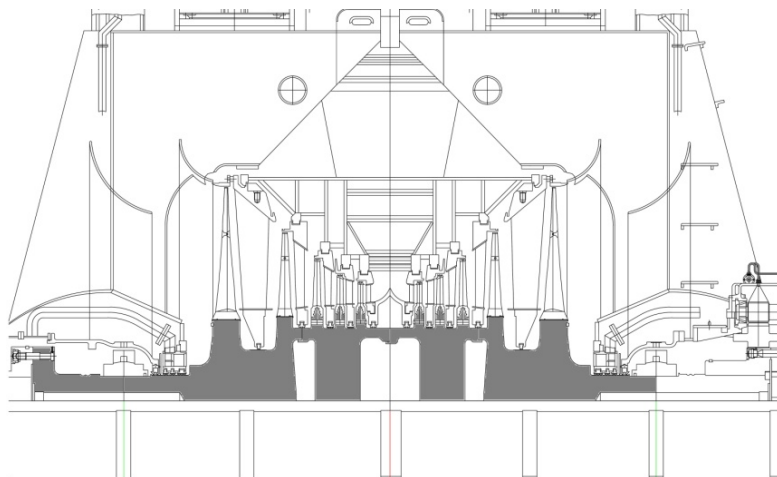


Рис. 4 – Сварной ротор НД турбины К-325-23,5 АО «Турбоатом»

В настоящее время кованные диски для сварных роторы АО «Турбоатом» преимущественно изготавливаются из сталей 25Х2НМФА, 20ХН2МФА [3], которые обладают высокими прочностными и пластическими свойствами, хорошей свариваемостью и низкой критической температурой хрупкости. Ранее для сварных роторов использовались стали 34ХМ и 32ХМ1А [3].

### Комбинированные сварные роторы из различных марок сталей

В деятельности АО «Турбоатом», начиная с 2005 г., большое внимание уделялось вопросам изготовления комбинированных («компазитных») сварных роторов из различных легированных конструкционных сталей. Предлагалось применить в цилиндрах среднего давления турбин нового поколения мощностью 325 МВт вместо устаревших комбинированных роторов с насадными дисками современные комбинированные сварные роторы из различных марок сталей, имеющих преимущества перед первыми. Для роторной части среднего давления, работающей в высокотемпературном режиме, использовалась сталь ЭИ-415 (20Х3МВФА) [1], а для роторной части низкого давления, работающей в низкотемпературном режиме, использовалась сталь 25Х2НМФА [3].

Для решения поставленной задачи выполнен комплекс опытно-конструкторских и научно-исследовательских работ по выбору рациональных

форм отдельных дисков и места расположения кольцевых перемычек для обеспечения допустимого уровня напряжений, определяемого требованиями проектирования сварных роторов. Исследования напряженно-деформированного состояния проводились для нескольких вариантов новой конструкции ротора с использованием программного обеспечения, разработанного в ИПМаш НАН Украины и основанном на методе конечных элементов.

При проектировании рассмотрены конструктивные варианты с одним и двумя сварными швами (рис. 5а, б), сравнение по прочности которых показало предпочтительность варианта с двумя сварными швами.

Как и в случае сварных роторов низкого давления, наибольшие напряжения в комбинированном «компазитном» роторе возникают от действия центробежных сил [4]. В расчете также учитывалось действие нагрузки от центробежных сил рабочих лопаток и температурное поле в роторе на стационарном режиме работы турбины К-352-23,5 нового поколения.

Уровень эквивалентных напряжений части низкого давления ротора оказался невысоким и находился в пределах 380 МПа с учетом концентрации напряжений, а средние значения по сечению ротора составляли порядка 250 МПа (рис. 7).

Причиной этого является отсутствие центрального отверстия в поковках, из которых собирается ротор.

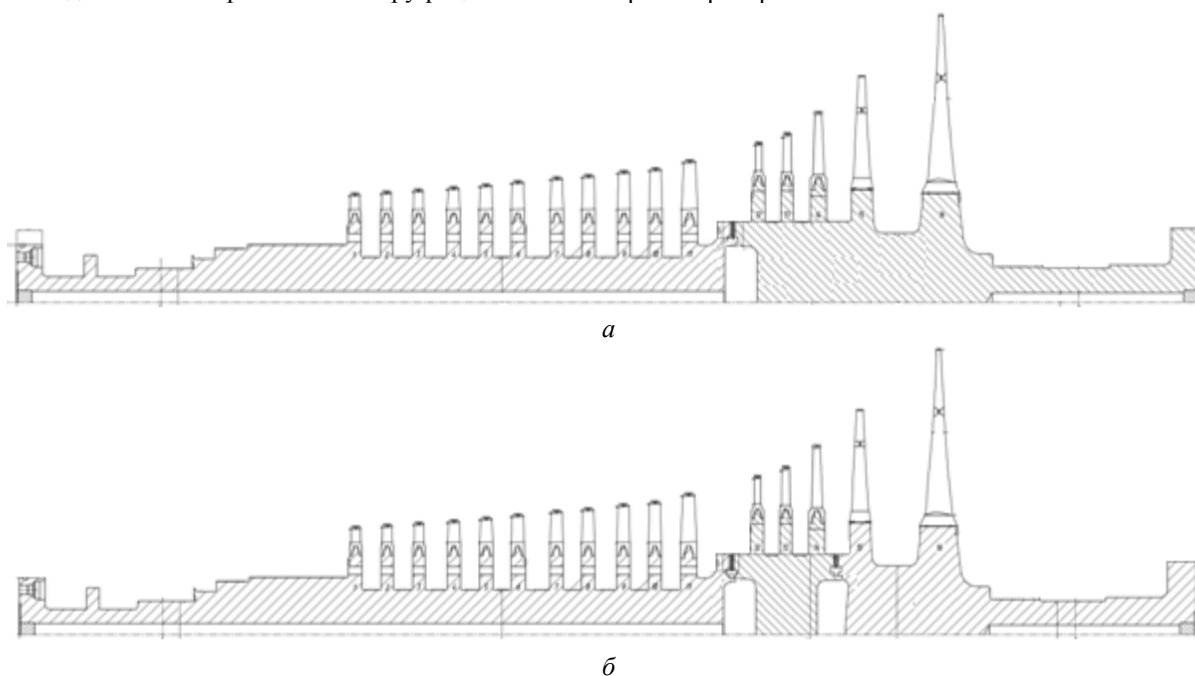


Рис. 5 – Эскиз комбинированного «компазитного» ротора:  
а – с одним сварным швом; б – с двумя сварными швами

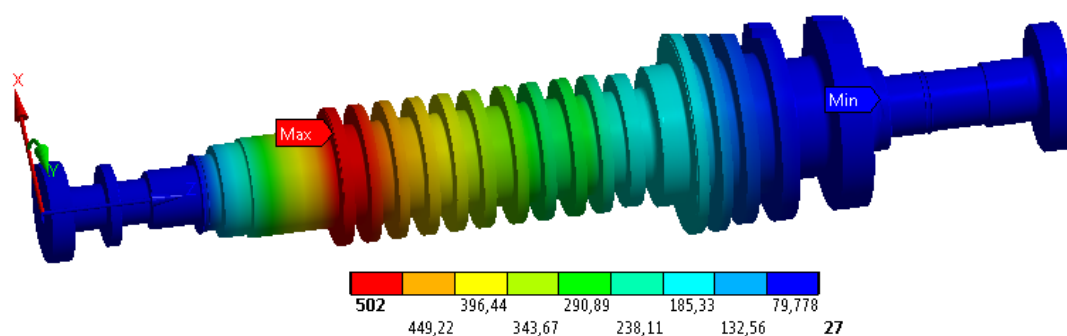


Рис. 6 – Распределение температуры по комбинированному «композитному» ротору на стационарном режиме работы

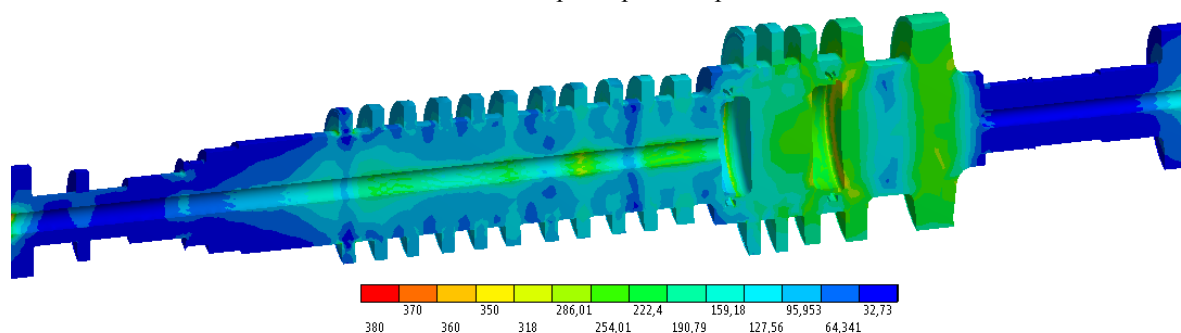


Рис. 7 – Распределение эквивалентных напряжений в продольном сечении комбинированного «композитного» ротора

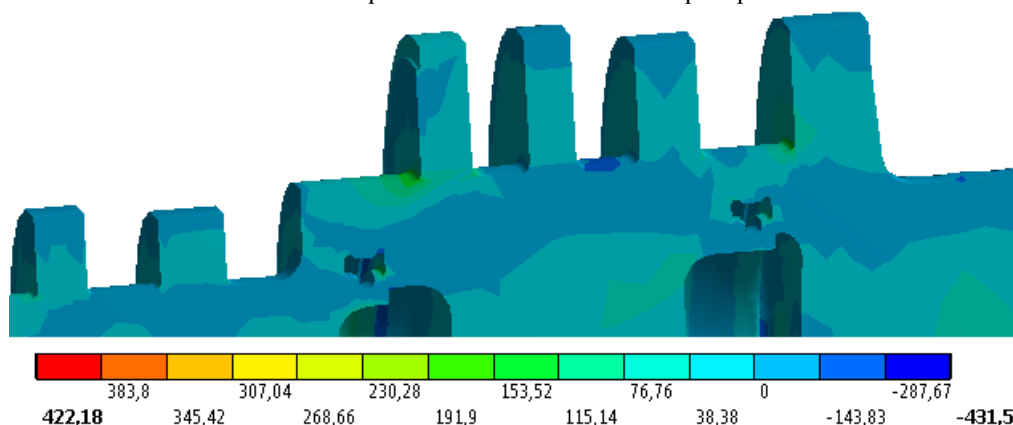


Рис. 8 – Распределение осевых напряжений в продольном сечении комбинированного «композитного» ротора

Помимо постоянных напряжений, вызванных действием центробежных сил (ЦБС) и температурных деформаций, в роторе при вращении под действием веса возникают переменные напряжения изгиба. Циклические напряжения невелики, но в сочетании с растягивающими напряжениями от ЦБС в корне сварных швов могут привести к усталостному росту возможных дефектов. Для предотвращения этого были проведены опытно-конструкторские работы по изменению конструкции ротора, в результате которых удалось добиться изменения вида напряженного состояния в корне сварных швов, сменив растягивающие напряжения от ЦБС сжимающими. Сжимающие напряжения от ЦБС составляли 8...40 МПа и пре-

высили по абсолютной величине знакопеременные напряжения от весовых нагрузок. Суммарные напряжения сжатия препятствуют раскрытию дефектов и тормозят их развитие (рис. 8).

Напряжения скручивания  $\tau_{срз}$  при электрических нарушениях, в частности при коротких замыканиях генератора или неправильной синхронизации, приводят к высоким напряжениям в шейках ротора, фланцевых соединениях и сварных швах. В табл. 1 представлены результаты расчета комбинированного «композитного» ротора в составе валопровода турбины К-325-23,5 при наиболее опасном двухфазном коротком замыкании в генераторе.

Таблица 1 – Напряжения в «композитном» роторе при двухфазном коротком замыкании генератора

Назв.	Шейка ротора		Сварной шов	
	Сторона регулятора	Сторона генератора	Сторона регулятора	Сторона генератора
$\tau_{срз}$ , МПа	24,3	56,4	12,0	33,4

Таблица 2 – Критические частоты вращения (об/мин) валопровода турбины К-325-23,5 с «композитным» ротором

Податливость опор, мкм/тс	Ротор			
	ВД	СНД	НД	Генератор
0 (жесткие опоры)	2580	1815	4395	1435
4	2290	1625	2865	1240

Из данных расчета видно, что уровень скручивающих напряжений на ответственных участках ротора достаточно низкий и не превышает 60 МПа.

Особое внимание при проектировании ротора паровой турбины уделяется расчету критических частот вращения, по результатам которого определяются геометрические параметры вала ротора и обеспечивается достаточное удаление рабочей частоты вращения от критического значения.

Данные расчетов критических частот валопровода турбины К-325-23,5 с комбинированным «композитным» ротором, представленные в табл. 2, подтверждают достаточную их удаленность от рабочей частоты вращения.

Для оценки влияния сварочных работ на показатели прочности сварного соединения, выпол-

нен комплекс исследований по выбору вида разделки сварного шва, сварочных материалов, технологии сварки и режимов термообработки после сварки для снятия остаточных напряжений [6]. Исследовалась усталостная прочность, статическая прочность при растяжении и изгибе, ударная вязкость и твердость образцов сварного соединения.

Усталостные испытания проводились на сварных образцах с различным исполнением сварных швов (тип разделки), вырезанных из сварных швов концевых частей натурной модели ротора.

Детали натурной модели ротора представляли собой цилиндрические кольца из сталей 25Х2НМФА и ЭИ-415 с наружным диаметром 800 мм и толщиной стенки у свариваемых кромок 105 мм. Данные химического состава роторных сталей, из которых были изготовлены кольца, полученные спектральным анализом, представлены табл. 3.

Испытания металла сварного соединения на растяжение проводилось на цилиндрических образцах при температуре 20 °С (ГОСТ 1497-73, тип III образец № 4) и 350 °С (ГОСТ 9651-73, тип 2k).

Образцы изготавливались цельными из темплетов, при этом ось шва была расположена посередине рабочей зоны (рис. 9).

Результаты испытаний представлены в табл. 4 и сопоставлены с требованиями к металлу комбинированных сварных соединений и к металлу шва. Установлено, что механические характеристики комбинированного сварного соединения полностью соответствуют предъявляемым требованиям.

Таблица 3 – Химический состав роторных сталей в композитном сварном соединении

Марка	Массовая доля элементов, %										
	C	Si	Mn	S	P	Cu	Ni	Cr	Mo	V	W
25Х2НМФА по ТУ 108-995-81	0,23-0,27	0,17-0,35	0,40-0,70	≤0,015	≤0,015	≤0,25	1,30-1,60	1,80-2,20	0,40-0,60	≤0,05	–
25Х2НМФА (фактически)	0,26	0,217	0,50	0,005	0,003	0,07	1,42	2,06	0,50	0,044	–
20Х3МВФА по ТУ 108-1029-81	0,17-0,24	≤0,40	0,25-0,60	≤0,022	≤0,025	≤0,25	≤0,50	2,40-3,30	0,35-0,55	0,45-0,70	0,30-0,50
20Х3МВФА (фактически)	0,23	0,059	0,35	0,005	0,001	0,13	0,38	2,71	0,41	0,50	0,28

Таблица 4 – Механические характеристики по результатам испытаний металла контрольного сварного соединения сталей 25Х2НМФА+ЭИ415 на статическое растяжение при температуре 20 °С и 350 °С

№ п/п	Объект исследования	Механические характеристики при температуре, °С							
		20				350			
		$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta_5$ , %	$\Psi$ , %	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta_5$ , %	$\Psi$ , %
1	Металл шва	698,8	558,4	21,7	65,7	631,2	472,2	22,2	60,5
2	Металл сварного соединения	702,2	–	–	60,4	603,6	–	–	67,8
3	Требование	≥590	≥470	≥14	≥40	≥530	≥400	≥14	≥40

Для испытаний сварного соединения на статический изгиб (на загиб) применялись образцы (тип XXVIII, ГОСТ 6996-66) прямоугольного сечения (размеры сечения: высота×ширина 10×20 мм), в которых ось шва была расположена посередине длины образца (рис. 10).

В ходе испытаний трех образцов (тип XXVIII, ГОСТ 6996-66) металла сварного соединения на статический изгиб во всех случаях угол загиба составил 180° без образования повреждений. Полученные данные свидетельствуют о высокой прочности в сочетании со способностью к значи-



тельной пластической деформации металла шва и зоны термического влияния в контрольном сварном соединении сталей 25Х2НМФА+ЭИ415.

Величины ударной вязкости (KCV) металла шва, сварного соединения и металла зоны термического влияния определялись при испытаниях на ударный изгиб образцов Шарпи (ГОСТ 6996-66, тип IX) (рис. 11), результаты которых приведены в табл. 5.

Таблица 5 – Ударная вязкость KCV (Дж/см<sup>2</sup>) металла контрольного сварного соединения сталей 25Х2НМФА+ЭИ415 при испытаниях на ударный изгиб и температуре 20 °С и 350 °С

Объект исследования	20 °С	350 °С
Металл шва	99,9	194,5
Сварное соединение (надрез по линии сплавления со сталью ЭИ415)	82,8	121,3
Сварное соединение (надрез по линии сплавления со сталью 25Х2НМФА)	97,6	130,8
Металл зоны термического влияния на стали ЭИ415	69,9	186,8
Металл зоны термического влияния на стали 25Х2НМФА	283,2	190,1
Требование	≥59	≥59

Испытания на ударный изгиб позволили установить, что значения ударной вязкости KCV металла всех участков комбинированного сварного соединения сталей 25Х2НМФА+ЭИ415 полностью соответствуют предъявляемым требованиям как при комнатной (20 °С), так и при повышенной температуре (350 °С).

Для измерения твердости металла различных участков комбинированного сварного соединения 25Х2НМФА+ЭИ415, показанных на рис. 12, использовался метод и прибор Виккерса (ГОСТ 2999-75) при нагрузке 50 Н. Были определены распределения твердости в направлении от шва к основному металлу, графики которых представлены на рис. 13.

Приведенные данные замеров (рис. 13) твердости показывают, что распределение твердости в основном металле на расстоянии 5 мм и далее от линии сплавления достаточно близки на всех уровнях по высоте шва. На всех графиках наблюдаются «провалы» твердости с минимумом на расстояниях 3...4 мм от линий сплавления.

Таким образом, полученные распределения твердости металла комбинированного сварного соединения хорошо согласуются с данными воздействия на сталь термических циклов многопроходной сварки, влияния высокотемпературного отпуска после сварки на свойства металла сварных соединений с учетом системы легирования и теплоустойчивости свариваемых сталей, а также коррелируют с результатами представленных механических испытаний.

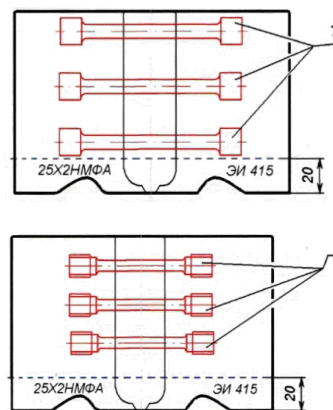


Рис. 9 – Схема вырезки образцов для испытания на растяжение металла контрольного сварного соединения сталей 25Х2НМФА+ЭИ415:

1 – образцы типа III по ГОСТ 1497-73;  
2 – образцы типа 2k по ГОСТ 9651-73

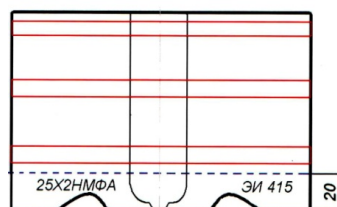


Рис. 10 – Схема вырезки образцов для испытания металла сварного соединения на статический изгиб

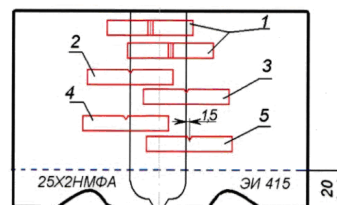


Рис. 11 – Схема вырезки образцов типа IX по ГОСТ 6996-66:

1 – образцы для определения величины KCV металла шва;  
2, 3 – образцы для определения KCV металла сварного соединения шва со сталями 25Х2НМФА и ЭИ415;  
4, 5 – образцы для определения KCV металла ЗТВ на сталях 25Х2НМФА и ЭИ415

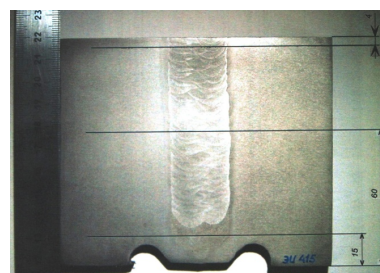
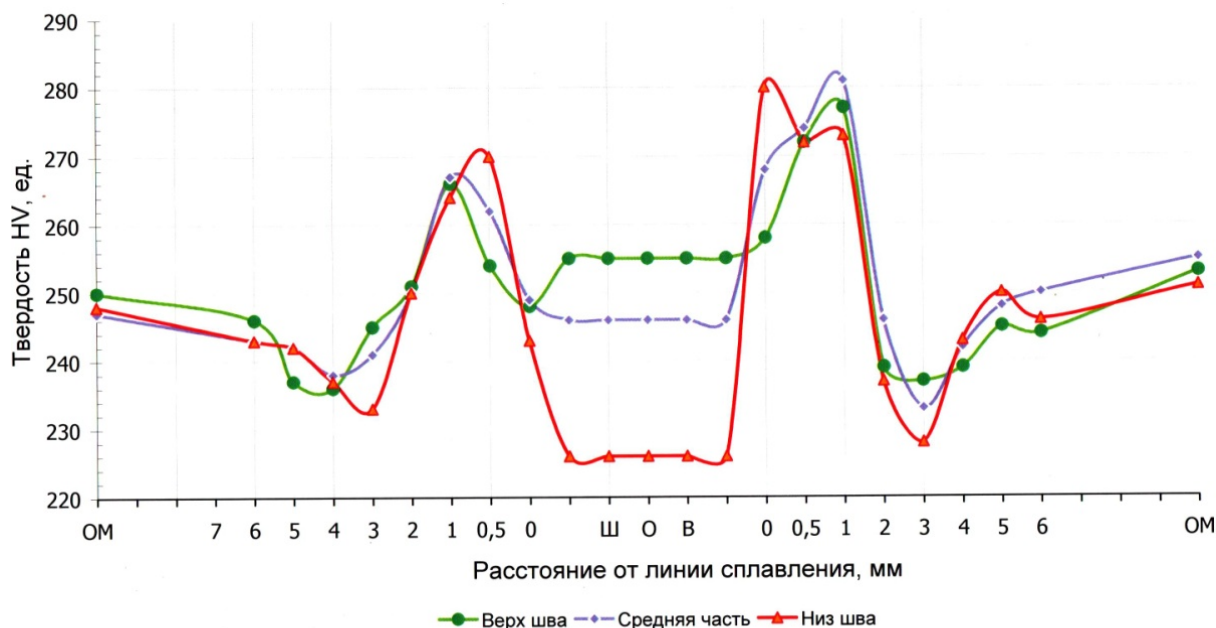


Рис. 12 – Уровни измерения твердости металла комбинированного сварного соединения по высоте шва





Отсчет влево от шва для стали 25X2НМФА, вправо – для стали ЭИ 415

Рис. 13 – Распределение твердости в металле комбинированного сварного соединения 25X2НМФА+ЭИ415



Рис. 14 – Комбинированный «композитный» ротор в цехе АО «Турбоатом»

После перехода на производство «композитных» роторов, выполненных из различных марок сталей, в АО «Турбоатом» в течение последних пяти лет изготовлено пять таких роторов (рис. 14). При производстве и эксплуатации подтвердились преимущества сварно-кованых «композитных» роторов. В частности, при балансировке роторов, трудоемкость и стоимость которой велика, требуется выполнение вдвое меньшего числа пусковых операций. Комбинированный «композитный» ротор обладает лучшей динамикой, что проявляется при наборе оборотов, при переходе через критические частоты вращения. На номинальных оборотах

ротор ведет себя более устойчиво и отмечается более плавный ход при его работе.

### Выводы

Проведен сравнительный анализ динамических и прочностных характеристик роторов различной конструкции, производимых в АО «Турбоатом», которые определяют надежность их эксплуатации. Обоснованы преимущества комбинированных «композитных» роторов, подтвержденные научно-техническими исследованиями, проведенными АО «Турбоатом» совместно с ИП-

Маш НАН України та ІЕС ім. Е. О. Патона. Результатом науково-технічного співробітництва є розробка зварного комбінованого ротора середнього тиску з різних матеріалів для турбіни нового покоління К-325-23,5.

Новий ротор відрізняється технологічністю виготовлення, вільний від недоліків, властивих роторам з насадними дисками, і має ряд переваг по міцнісним показателям і динаміці ходу. При проведенні дорожніх балансирних робіт потрібно виконувати вдвічі менше пускових операцій. Комбінований «композитний» ротор має кращу динаміку при наборі оборотів і при переході через критичні частоти обертання, а на номінальних оборотах більш стійкий і має більш плавний хід роботи.

#### Список литературы

1. *TU 108.1029-81. Заготовки валов и роторов паровых турбин. Технические условия.* Утверждено начальником управления металлургии и металлургического производства Минэнергомаша В. П. Кучумовым. Вступил в действие: с 01.08.1981. Изменения: 1/82, 2/86, 3/87, 4/87, 5/89, 7/91. 54 с.
2. *TU 108.1028-81. Заготовки дисков паровых турбин. Технические условия.* Утверждено начальником управления металлургии и металлургического производства Минэнергомаша В. П. Кучумовым. Вступил в действие: с 01.08.1981. Изменения: 1/82. 23 с.
3. *TU 108-995-81. Заготовки элементов сварных роторов. Технические условия.* Утверждено начальником управления металлургии и металлургического производства Минэнергомаша В. П. Кучумовым. Вступил в действие: с 01.02.1981. Изменения: 1/82, 2/82, 3/86, 4/86, 5/87, 6/88. 25 с.
4. *Прочность элементов паровых турбин.* Под ред. акад. Л. А. Шубенко-Шубина. – Москва: Машиностроение, 1973. 456 с.
5. *Всесоюзный НИИ по нормализации в машиностроении. Расчеты и испытания на прочность. Методы и алгоритмы расчета на ЭВМ свободных и вынужденных колебаний многопролетных роторов на упруго-*

*демпферных опорах. Методические рекомендации МР 220–87.* ИИМаш АН УССР. Москва: ВНИИМаш, 1987. 62 с.

6. Царюк А. К. *Отчет о научно-исследовательской работе «Аттестация технологии механизированной сварки под флюсом при изготовлении композитного ротора ЦСД и при ремонтной сварке повреждений на крупногабаритном роторе ЦНД».* Киев, 2015. 82 с.

#### References (transliterated)

1. (1981). *TU 108.1029-81. Zagotovki valov i rotorov parovykh turbin. Tekhnicheskiye usloviya* [Billet shaft and rotors of steam turbines. Technical conditions]. Approved the chief of metallurgy and metallurgical production management Minenergomash V. P. Kuchumov. Entered into force: from 08/01/1981. Changes: 1/82, 2/86, 3/87, 4/87, 5/89, 7/91. 54 p.
2. (1981). *TU 108.1028-81. Zagotovki diskov parovykh turbin. Tekhnicheskiye usloviya* [Billets drive steam turbines. Technical conditions]. Approved the chief of metallurgy and metallurgical production management Minenergomash V. P. Kuchumov. Entered into force: from 01/08/1981. Changes: 1/82, 54 p.
3. (1981). *TU 108-995-81. Zagotovki elementov svarnykh rotorov. Tekhnicheskiye usloviya* [Billets of elements of welded rotors. Technical conditions]. Approved the chief of metallurgy and metallurgical production management Minenergomash V. P. Kuchumov. Entered into force: from 01/02/1981. Changes: 1/82, 2/82, 3/86, 4/86, 5/87, 6/88, 25 p.
4. (1973). *Prochnost' elementov parovykh turbin* [The strength of the elements of steam turbines]. Under. ed. Acad. L. A. Shubenko-Shubin, Moscow: Mashinostroenie, 456 p.
5. (1987). *All-Union Scientific Research Institute for Normalization in Mechanical Engineering. Calculations and tests of strength. Methods and algorithms for calculating on a computer of free and forced vibrations of multi-span rotors on elastic-damper supports. Methodical recommendations MP 220–87.* IPMash Academy of Sciences of the Ukrainian SSR. Moscow: VNIIMASH, 62 p.
6. Tsaryuk A. K. *Report on the research work. Attestatsiya tekhnologii mekhanizirovannoy svarki pod flyusom pri izgotovlenii kompozitnogo rotora CSD i pri remontnoy svarke povrezhdeniy na krupnogabaritnom rotore CND* [Certification of mechanized submerged-arc welding in the manufacture of composite rotor of medium-pressure cylinder and in repair welding damage on large-sized rotor of low-pressure cylinder], Kiev, 82 p.

Поступила (received) 20.01.2019

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Гришин Микола Миколайович (Гришин Николай Николаевич, Hryshyn Mykola)** – кандидат технічних наук, перший заступник головного конструктора парових турбін, Акціонерне товариство «Турбоатом», м. Харків, Україна, e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.

**Зайцев Борис Пилипович (Зайцев Борис Филиппович, Zaytsev Borys)** – доктор технічних наук, провідний науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна, e-mail: b.zajtsev@gmail.com.

**Пальков Ігор Андрійович (Пальков Игорь Андреевич, Palkov Ihor)** – заступник начальника конструкторського відділу теплових розрахунків та розрахунків на міцність, Акціонерне товариство «Турбоатом», м. Харків, Україна; e-mail: igorpalkov@i.ua.

**Кантор Олександр Геннадійович (Кантор Александр Геннадиевич, Kantor Oleksandr)** – начальник технологічного бюро з розвитку зварювального виробництва, Акціонерне товариство «Турбоатом», м. Харків, Україна, e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua

**Пащенко Юрій Григорович (Пащенко Юрий Григорьевич, Paschenko Yuriy)** – заступник головного інженера – головний технолог, Акціонерне товариство «Турбоатом», м. Харків, Україна, e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.